



Sapientia
Erdélyi Magyar Tudományegyetem
Műszaki és Humántudományok Kar
Marosvásárhely



Lánctalpas járművekmeghajtási mechanizmusainak vizsgálata

XXXII. Országos Tudományos Diákköri Konferencia

Szerző: Gyéresi Hunor András
Sapientia EMTE

Szakirányítók:

dr. Papp István - egyetemi docens
dr. Kakucs András - egyetemi docens
dr. Máté Márton - egyetemi docens

2014 augusztus 6

Összefoglaló

A jelen dolgozat betekintést szeretne nyújtani a lánctalpas munkagépek és harcászati eszközök irányításvilágába. Feltérképezi egyes irányváltó mechanizmusok tervezéséhez kapcsolódó lehetőségeket, tárgyalja ezen mechanizmusok fontosabb jellemzőit, fokozatosan halad a legegyszerűbb megoldástól a bonyolultabbak felé. A dolgozatban szereplő szerkezetek kivétel nélkül síkmechanizmusnak tekinthetők; felépítésük a bolygókerekes mechanizmusok szerkezetének felhasználásával és a differenciálművek működési elvének alkalmazásával valósul meg. Látni fogjuk, hogy jelenleg nem létezik olyan konstrukció, amely a vele szemben támasztott elvárások összességének egyenlő mértékben eleget tegyen! Van olyan amelyik egyszerűsége miatt terjedt el, míg más szerkezet energiatakarékossága vagy robusztussága miatt kedvezőbb. Ugyanakkor nem elhanyagolható elvárás a pontos szabályozhatóság, amelynek alapján egyes megoldások előnyösnek mutatkoznak, míg mások, a csekély szabályozhatóságuk miatt, akár a tervezés kezdetekor kizárhatók.

Kulcsszavak:

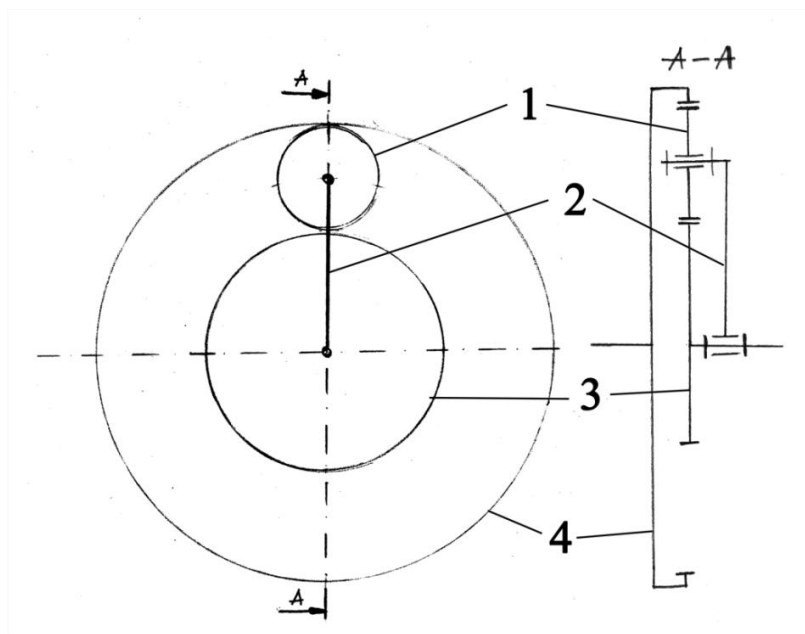
bolygómű, differenciálmű, irányváltó mechanizmus, minimális fordulási sugár

1. Bevezetés

1.1. Bolygóművek

A bolygóműves mechanizmusok pontos feltalálását nem lehet konkrét időhöz kötni. A legrégebbi fennmaradt ilyen jellegű szerkezet az „Antikythera” mechanizmus [1]. Az újrafelfedezést Richard of Wallingford angol apátnak tulajdonítják, aki először épített bolygóműves mechanizmust, melyet csillagászati órába építettek be.

A bolygómű felépítése igen egyszerű. A központi, 3-as fogaskerékhez (ezt napkeréknek nevezik) a 2-es bolygókarral kapcsoljuk az 1-es bolygókeréket. A bolygókerék szabadon elfordulhat bolygókarba ágyazott saját tengelye körül, miközben ez utóbbi szabadon elfordulhat a napkerék tengelye körül (1. ábra). A bolygókerékre a 4-es belsőfogazású fogaskereket illesztjük úgy, hogy ennek forgástengelye egybeessen a napkerék és a kar közös forgástengelyével. Ezt külső-belső típusú bolygóműnek is nevezhetjük, de emellett léteznek külső-külső bolygóművek is [2].



1.ábra. Bolygóműves mechanizmus kinematikai vázlata

1. bolygókerék
2. kar
3. napkerék
4. koszorúkerék

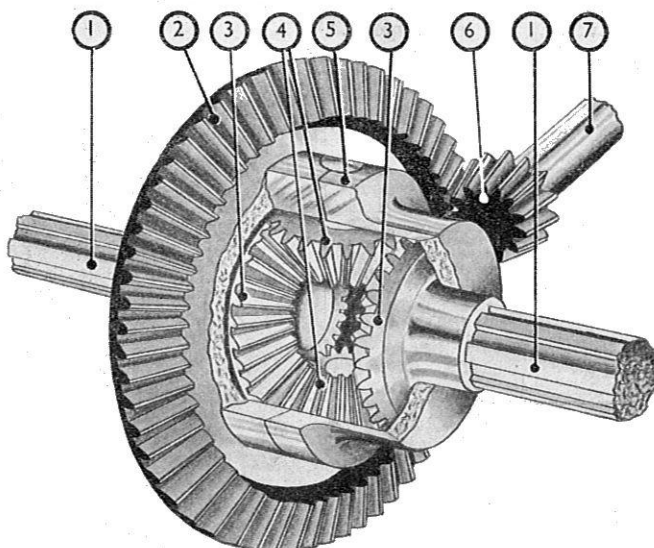
A bolygókar, ω_s szögsebességgel forog, miközben a bolygókerék tengelyét is szállítja. Ezzel egyidejűleg a napkerék ω_1 szögsebességgel fordul el a saját tengelye körül, miközben kapcsolódik a bolygókerékkel. A vezetett bolygókerék a saját tengelye körül ω_1^s szögsebességgel kényszerül elfordulni, mely egyenlő a bolygókar és a napkerék szögsebességeinek vektoriális összegével.

Az áttételi arányokat a Willis képlet [3] segítségével írjuk fel:

$$i_{13}^s = \frac{\omega_1 - \omega_s}{\omega_3 - \omega_s} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (1)$$

1.2. Differenciálművek

A differenciálmű [4] egy speciális felépítésű és rendeltetésű bolygómű, melyben hengeres fogaskerekek helyett kúpos fogaskerekeket használunk (2. ábra [5]). Ez a módosítás lényegesen csökkenti a mechanizmus térfogati igényét. Egyenletes külső terhelés mellett a bolygókerék ékként dolgozik és a kimenő szögsebességek egyenlők a bemeneti szögsebességgel. Amennyiben az egyik kimenetre nagyobb terhelés jut és ezt fékezi, akkor a bolygókerék legördül az ellentétes kimeneti oldalon illeszkedő kúpkeréken, így a mechanizmus nem törik el, hanem a terhelt oldal fordulatszámának csökkenésének megfelelően növekedik a kevésbé terhelt oldal kimeneti fordulatszáma. Értelemszerűen következik, hogy amennyiben teljesen lefékezzük az egyik kimenetet, a másikon az egyensúlyi szögsebesség kétszerese jelenik meg.



2.ábra. A hagyományos differenciálmű felépítése

1. Kimenő tengelyek
2. Koszorúkerék
3. Kettős Napkerék
4. Kettős Bolygókerék
5. Kar
6. Bemenő kerék
7. Bemenő tengely

Ha a Willis képletet a „közös” karra felírjuk, a következő kifejezéseket kapjuk:

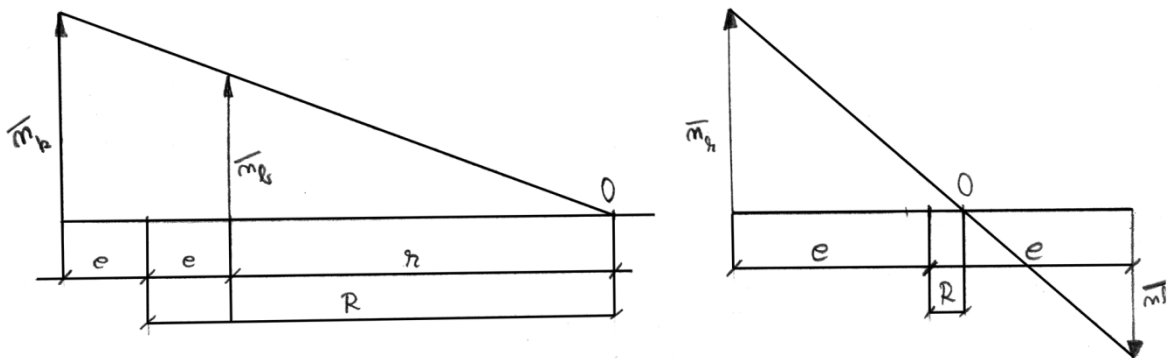
$$i_{12}^s = \frac{\omega_1 - \omega_s}{\omega_2 - \omega_s} = -1 \quad (2)$$

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_s \quad (3)$$

2. Az irányváltó mechanizmus

Ha a jármű mindkét oldali kimenő tengelye rögzítve van egymáshoz, akkor a két kerék szögsebessége azonos lesz. Ez csak az egyenesvonalú mozgás esetén elfogadható, irányváltásra képtelen a szerkezet. Kanyarodás során viszont a két hajtó tengely fordulatszáma nem egyenlő egymással. A mérnökök feladata egy olyan mechanizmus kivitelezése volt, mely úgy képes két különböző szögsebességet generálni a bal illetve jobb hajtótengelyre, hogy az ezekhez csatolt fogaskerek állandó kapcsolatban maradjanak egymással. A megoldás a differenciálmű feltalálásával megoldódni látszott. Viszont a legegyszerűbb – mindössze fél tucat fogaskerékből álló – differenciálműves szerkezet energetikailag nagyon veszteségesnek és néha irányíthatóság szempontjából instabilnak bizonyult. Így további különböző irányváltásra alkalmas szerkezeteket találtak fel.

Az irányváltó mechanizmus geometriai szemszögből megfogalmazott feladata abban áll, hogy az egyenesvonalú mozgáspályáról való letérést R fordulási sugár mellett biztosítsa. Az irányváltás kinematikáját az 3. ábrán tüntettem fel. Jelöljük a jármű nyomtávát a számítások egyszerűsítése céljából $2e$ -vel. A jármű középpontja egy R sugarú körön fog haladni az O fordulási középponthoz képest.



3. ábra. A kanyarodás kinematikája

Bevezettem a fordulatszámvektor fogalmát. A vektor hossza számértékben egyenlő a hajtókerék fordulatszámával, iránya és irányítása pedig megegyezik a kerék csúszásmentes gördülési irányával az adott fordulatszám mellett. Továbbá a pozitív irány a jármű előrehaladási iránya (a 3. ábrán ez a felfele mutató irány). Amennyiben a keréknek negatív fordulatszáma van, a kerék középpontja hátrafele mozdulna el, így a vektor az ábrán lefele mutat.

A külső kerék $\mathbf{n}_k$ fordulatszámvektor modulusza nagyobb, mint a belső $\mathbf{n}_b$ fordulatszámvektoré, mivel ez nagyobb sugarú körön halad, tehát hosszabb körívet kell bejárnia ugyanannyi

idő alatt. Ha a síkmozgás modelljét tekintjük alapul [6] kimondhatjuk, hogy a két vektor csúcspontjai által meghatározott egyenes és a tengely meghosszabbításának a metszéspontjában keletkezik az O kanyarodási középpont, mint pólus. Az ábrát egyszerű geometriai számítások alapjául használjuk a továbbiakban.

Hasonló háromszögekből felírható egyenlet formájában az R sugár értéke:

$$R = e \frac{n_k + n_b}{n_k - n_b} \quad (4)$$

$$\omega = 2\pi n \Rightarrow R = e \frac{\omega_k + \omega_b}{\omega_k - \omega_b} = e \frac{\omega_k + \omega_b}{\Delta\omega} \quad (5)$$

A 3. ábra két általános esetet mutat be. Amikor mindkét fordulatszámvektor modulusza azonos előjelű akkor a szerkezet biztosan egy, az alátámasztási felületen kívül eső, O középpont körül fordul el; amennyiben az előjelek különbözőek, akkor a forgáspont az alátámasztási felületen belül esik. Sajátos esetben $\mathbf{n}_k = \mathbf{n}_b$, a szerkezet egy végtelen sugarú körpályán mozog, azaz egyenesvonalú mozgást végez. Másik sajátos eset az $\mathbf{n}_k = -\mathbf{n}_b$, a fordulási sugár nulla, azaz a jármű saját tengelye körül körbepörög.

Figyelembe véve, hogy a szögsebességek negatívak is lehetnek, ha $R > 0$ akkor jobbra, ellenkező esetben balra kanyarodik a jármű.

Az irányváltó mechanizmus szerepe abban áll, hogy a kanyarodás kinematikájának megfelelően generálja a szükséges ezen fordulatszámvektorokat, előre meghatározott R fordulási sugár mellett.

3. Lánctalpas szerkezetek irányítása

3.1. Rövid történelmi áttekintés [7]

A lánctalpas szerkezetek elsősorban laza és akadályokkal teli terepmunkára voltak tervezve. A megnövelt futófelület csökkentette a nyomást a talajra, viszont irányváltásuk igencsak nehézkes a hagyományos kerekekkel ellátott járművekhez képest, hisz nem alkalmazható a kormánytrapézos irányítás. A két lánc elméletileg állandóan párhuzamos egymással. Kanyarodáskor beláttuk, hogy két párhuzamos futófelület eltérő sebességgel kell rendelkezzen, ez a meghajtás szintjén két különböző szögsebességet jelent. A legegyszerűbb megoldást a két oldalon szimmetrikusan beépített két független motor jelenti. Ez gazdasági és térfogati okokból nem kivitelezhető a modern gépekben, illetve ezek állandó szinkronizálása sem könnyen megoldható az egyenesvonalú elmozdulás biztosításához. Az 1800-as évek végén gyakran alkalmazták ezt a meghajtástípust („Holt” traktor), sőt még az Első Világháborúban is: a brit „Whippet” elnevezésű közepes tank ezen az elven kanyarodott és működött.

Fejlődést a "Cletrac" elnevezésű mechanizmus hozott. A francia Renault R35 könnyű tankban egy aktívan fékezett differenciálmű került beépítésre. A "Maybach"-üzem pedig új síkra emelte az irányítástechnikát. A Második Világháború alatt egy vezérelt dupla bolygóműves rendszert alakított ki, igaz két forgómozgásból generálta a bal és jobb kimenő tengely szögsebességét. Ez lett az egyik legelterjedtebb irányváltó mechanizmus, kiváltképp tankokban, mivel a Maybach cég nagy befolyással rendelkezett főleg a német harcászati eszközök alkatrészeinek gyártására. Így a német láncaltapasok mobilitása messze felülmúlta a szovjet és amerikai tankokét, mivel akár kétszer nagyobb fordulási szögsebességet tudtak elérni, mint az ellenfél.

3.2. Eltérések a négykerekű járművektől

Nem csak a láncaltap jelent eltérést a négykerekű járművekhez képest. A szerkezet tömege és a működési terepviszonyok nagyban befolyásolják az irányító szerkezet tervezését. Figyelembe kell venni a motor szükséges teljesítményét a tömeg és a végsebesség függvényében, így méretezési szempontból is szükséges különböző irányváltók elemzése. Mivel egyik mechanizmus sem optimális minden szempontból, ezért szükséges tudni már a tervezés legelején az elvárt paramétereket, legyen ez az irányíthatóság mértéke, a minimális fordulási sugár vagy az energiaigény minimalizálása. Nem elhanyagolandó az irányváltó térfogata sem, mivel egyes esetekben igen csekély térrész áll rendelkezésre a kanyarodást megvalósító szerkezet beépítésére.

4. A javasolt irányváltó mechanizmustípusok ismertetése

A dolgozatban a kimenő (hajtó) tengelyek függetlensége szerint három nagyobb csoportba soroltam a kiválasztott irányváltó mechanizmusokat.

Az első csoporthoz a teljesen független kimeneteket generáló két nyomatékváltót [8] tartalmazó szerkezet tartozik.

A második csoport kimenetei már egymástól függnnek, viszont a külső terhelések is mint másodlagos változók befolyásolják a generált szögsebességeket, így a kanyarodási sugárra is hatással vannak.

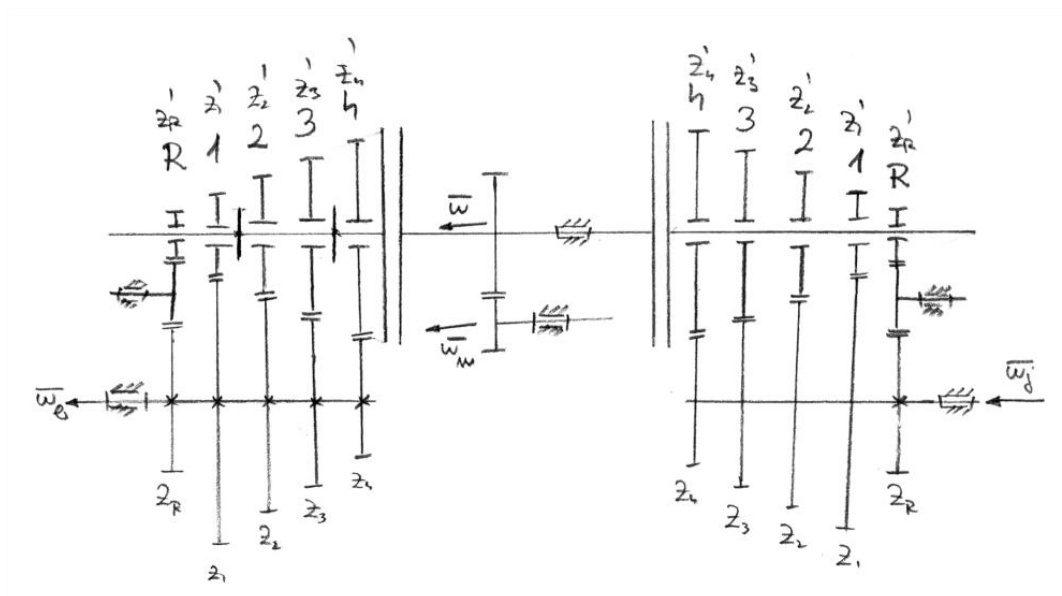
A harmadik csoport tagjai már függetlenek a kimenetek terheléseitől, a rendszer irányíthatósága ebben az esetben a legjobb.

A kiválasztott mechanizmusokat 0-tól 7-ig terjedő skálán a következő kritériumok szerint fogom rangsorolni:

- a) A fordulási sugarak folytonossági tartománya;
- b) Minimális fordulási sugár;
- c) A generált sugár pontossága;
- d) Energetikai hatékonyság;
- e) Mobilitás;
- f) Helyigény.

A '0' osztályzat a kritérium teljes hiányát jelenti, a '7' minősítés pedig az optimális meglétét.

4.1. Az egymástól független kimenetek



4. ábra. A két független nyomatékváltót tartalmazó irányváltó kinematikai modellje

A bal és a jobb kimenő tengelyek a motor főtengelyétől két egymástól függetlenül vezérelt sebességváltóval vannak ellátva. Így a rendszer nem disszipál teljesítményt hő formájában, mivel nincs beépítve a kanyarodást szabályozó fékrendszer. A kimenő fordulatszámok a sebességfokozatoknak megfelelően alakulnak. A rendszernek az a hátránya, hogy csak diszkrét sebesség-értékeket képes előállítani, aminek az a következménye, hogy a jármű csak diszkrét sugarú körpályán tud kanyarodni. A legkisebb sugarú kanyarodási ívet úgy kapjuk, hogy az egyik oldalon hátrafele menetbe váltunk, így a fordulási kör középpontja a két lánctalp közé esik. Amennyiben csak előjelben térnek el a szögsebességek, nagyságban viszont egyenlők, $R_{min}=0$, azaz a jármű saját tengelye körül fordul el.

A fentebb ismertetett szerkezet kinematikai tárgyalása nagyon egyszerű, mivel a két oldal egymástól független. A két rendszer szabadságfoka egyenként 1. A motor bemeneti szögsebessége legyen ω , a bal oldali aktuálisan alkalmazott áttételi arány i_1 , míg a jobb oldali áttételi arány i_2 . Ekkor:

$$\omega_{bal} = \omega i_1 \quad (6)$$

$$\omega_{jobb} = \omega i_2 \quad (7)$$

$$\Delta\omega = \omega(i_1 - i_2) \quad (8)$$

$$\frac{\omega i_1}{R+e} = \frac{\omega i_2}{R-e} \quad (9)$$

$$R = e \frac{i_1 + i_2}{i_1 - i_2} \quad (10)$$

$$R_{min} = 0 \Leftrightarrow i_1 = -i_2 \quad (11)$$

Mivel a mechanizmus csak diszkrét sugárértékű íveken tudja mozgatni a járművet, a folytonos sugarak generálása kategóriában nem eredményes, így a skálán 0 osztályzatot kap. A minimális fordulási sugár $R_{min}=0$ elérhető, de mivel nagyon függ a konstrukciós feltételektől, ezért csak 5-öst érdemel a kategóriában. A generált sugár pontossága maximális, a mechanizmus szabadságfoka 1, 7-est érdemel. Energetikailag szintén kimagasló helyen áll, 7-es osztályzatot kapott. Mobilitása igen alacsony. Annak ellenére, hogy csak diszkrét pályákon mozog, mégis a helyben-fordulási szögsebessége nagyobb, mint a differenciálműves irányváltó mechanizmusoké. Ebben a megmérettetésben 4-est adtam. Helyigénye szinte a legalacsonyabb, 6-os jeggyel értékeltem.

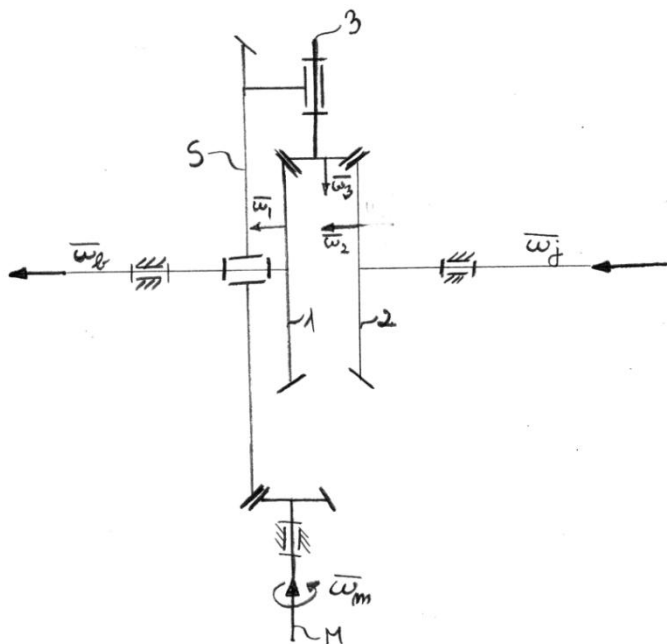
4.2. Terheléstől függő irányítás

A második csoportba az aktív fékezéssel megvalósított irányváltó mechanizmusok tartoznak. Ezek fékezik az egyik kimenetet közvetlen vagy közvetett módon. Ez a megoldás rengeteg energiadisszipációval jár. Ennél fogva az energetikai rangsorban mindenképpen hátrább foglalnak helyet. A csoport tagjai két szabadságfokkal rendelkeznek, ezért a pontossági rangsorban sem a legjobb helyen szerepelnek, a kimenetek pedig terhelésfüggők. Előnyük mégis az egyszerűségben rejlik és a gyors erőteljes külső hatásokra is rendkívül érzékenyen reagálnak. Térfogati igényük nagy teherbírás esetén is rendkívül alacsony, a megmunkálási költségük sem magas.

A fékezési módot tekintve két altípust különböztettem meg. Az első közvetlenül a kimenő tengelyt fékezi. Ekkor a fékezési energiaszükséglet igen magas, a tengelyre ható forgatónyomaték és szögsebesség szorzata. A közvetett fékezés esetén a disszipált energiát lehet csökkenteni, mivel a nyomaték csak egy kisebb része fogja terhelni a fékezett tengelyt és

megfelelő áttételi arányokkal a fékezett tengely szögsebessége sem lesz igen magas, a szorzat mindkét tagját eredményesen lehet csökkenteni.

4.2.1. Hagyományos differenciálmű egyoldali aktív közvetlen fékezéssel



5. ábra. Hagyományos differenciálmű közvetlen fékezési móddal

Első lépésben felírtam a mechanizmus elemeinek a számát, majd kiszámoltam a rendszer szabadságfokát: $n = 5$, $P_5 = 5$, $P_4 = 3 \Rightarrow M_3 = 15 - 10 - 3 = 2$, tehát 2 szabadságfok / 1. bemenet (ω_m) a mechanizmus jellemzője. Ezek után felírtam a mechanizmus elemeinek mozgástörvényeit. A kimenetek közötti összefüggést, úgy kapjuk meg, hogy a differenciálmű karjára alkalmazzuk a Willis képletet:

$$i_{12}^s = \frac{\omega_1 - \omega_s}{\omega_2 - \omega_s} = -1 \quad (12)$$

Behelyettesítve a kar szögsebességét az egyenlet a következőképpen alakul:

$$\omega_b - \omega_m \frac{Z_M}{Z_S} = -\omega_j + \omega_m \frac{Z_M}{Z_S} \quad (13)$$

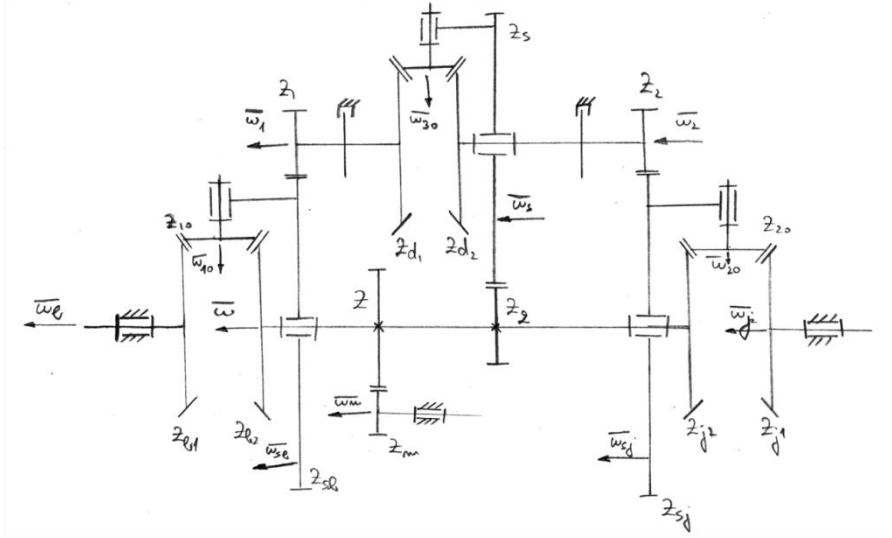
$$\omega_b + \omega_j = 2 \omega_m \frac{Z_M}{Z_S} \quad (14)$$

Amint látjuk, a két kimenet (ha grafikusán ábrázolnánk) egy egyenesen van. Amennyiben az egyik szögsebességet $\Delta\omega$ -val csökkentjük (például fékezéssel), a másik oldalon megjelenik egy $\Delta\omega$ -val való szögsebesség növekedés. Így a maximális szögsebesség különbséget akkor kapjuk, mikor az egyik kimenetet teljesen lefékezzük, ez esetben a másik az eredeti fordulatszám kétszeresével fog forogni. Az (5) alapján felírhatjuk, hogy:

$$R = e^{\frac{2\omega_m \frac{z_M}{z_S} + 0}{2\omega_m \frac{z_M}{z_S} - 0}} = e \quad (15)$$

A mechanizmus legkisebb fordulási sugara tehát a fél nyomtáv.

4.2.2. Tripla differenciálmű egyoldali aktív közvetett fékezéssel



6. ábra. Tripla differenciálműves mechanizmus kinematikája

A tripla differenciálmű elvi vázlatát a 6. ábrán szemléltettem. Itt is kiszámítjuk a rendszer szabadságfokát: $n = 12, P_5 = 12, P_4 = 10 \Rightarrow M_3 = 36 - 24 - 10 = 2$, tehát, akár az előbbi esetben, itt is 1 szabadságfok / 1. bemenet (ω_m) a mechanizmus jellemzője.

A kinematikai egyenleteket mindhárom differenciálműre alkalmazzuk:

$$\frac{\omega_b - \omega_{sb}}{\omega - \omega_{sb}} = -1 \quad (16)$$

$$\frac{\omega - \omega_{sj}}{\omega_j - \omega_{sj}} = -1 \quad (17)$$

$$\frac{\omega_1 - \omega_s}{\omega_2 - \omega_s} = -1 \quad (18)$$

A fenti három egyenletből kiküszöböljük a számunkra nem lényeges tagokat, majd pedig a végső (19)-es képletből megállapítjuk, hogy így a bemenet és a két kimenet közötti összefüggés grafikus képe ismét egy egyenes lesz.

$$\omega_{sb} = \frac{\omega_1 z_1}{z_{sb}} = \omega_1 i_1 \quad (19)$$

$$\omega_{sj} = \frac{\omega_2 z_2}{z_{sj}} = \omega_2 i_2 \quad (20)$$

$$\omega_s = \frac{\omega z_q}{z_s} = \omega i \quad (21)$$

$$\omega_b i_2 + \omega_j i_1 = \omega(4i_1 i_2 - i_1 - i_2) \quad (22)$$

Amennyiben a (22)-benszereplő áttételi arányok értéke 1, egyszerű differenciálművet kapunk. Érdeemes mégis az $i_1 = i_2$ egyenlőséget figyelembe venni konstrukciós okok miatt, a tengelytávokra is ügyelnünk kell.

A rendszert a baloldalon elhelyezett fékkel kezdjük folyamatosan fékezni. Így $\Delta\omega^*$ -val csökkentjük az ω_1 -et. Feltételezve, hogy kezdetben $\omega_b = \omega_j$ és $\omega_1^* = \omega_1 - \Delta\omega^*$, kiszámítjuk az új szögsebesség-különbséget:

$$\omega_b^* = \omega_b - 2\Delta\omega^* i_1 \quad (23)$$

$$\omega_j^* = \omega_j - 2\Delta\omega^* i_2 \quad (24)$$

$$\Delta\Omega^* = 2\Delta\omega^* (i_1 + i_2) \quad (25)$$

Ha ugyanezt elvégezzük a jobboldalra is:

$$\Delta\Omega^{**} = 2\Delta\omega^{**} (i_1 + i_2) \quad (26)$$

Legyen egyenes vonalon történő mozgáskor $\omega_b = k\omega = \omega_j$ $k \in R_+^*$ valamint $i_1 = i_2 = q$.

Visszahelyettesítve a (22) egyenletbe az értékeket $2kq = 4iq^2 - 2q$.

Szimmetria-okokból és a (18)-as egyenletből következik, hogy

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{k+1}{2q} \omega \quad (27)$$

Újra felírva a fékezési egyenleteket kiszámíthatjuk, hogy a legkisebb és legnagyobb elérhető szögsebesség egyidőben a következő képpen alakul:

$$\omega_{\min} = \omega_b - 2 \frac{k+1}{2q} \omega q = k\omega - (k+1)\omega = -\omega \quad (28)$$

$$\omega_{\max} = \omega_j + 2 \frac{k+1}{2q} \omega q = k\omega + (k+1)\omega = (2k+1)\omega \quad (29)$$

Alkalmazzuk a minimális sugár kiszámításhoz az (5) képletet:

$$R_{\min} = e \frac{-\omega + (2k+1)\omega}{-\omega - (2k+1)\omega} = -e \frac{k}{k+1} \quad (30)$$

Mivel k pozitív valós szám, a legkisebb sugár sosem lehet nulla, így létezik egy konstrukcióból származó minimális kanyarodáshoz szükséges sugár. Viszont ezen a minimumon felül bármely sugár generálható megfelelő optimális fékezéssel.

Előny származik a kis térfogatigényből a többi bemutatott szerkezettel szemben és a nagyobb teherbírási képességből a hagyományos differenciálműhöz képest. Energetikailag is

kisebb a disszipációs veszteség, mivel kisebb nyomatékot kisebb fordulatszámon kell alkalmaznunk a kerék fékezésekor.

Az előbbi két mechanizmus osztályzatai igen kevéssel térnek el egymástól. A második próbálja kompenzálni az első hibáit, hiányosságait a térfogatigénye rovására. A folytonossági kategóriában 5 illetve 6 jegyet kaptak, a minimális sugár 3 és 4-es osztályzatot eredményezett. A pontosság is növekedett 3-ról 4-re. Az energia gazdálkodás módja 3-ról 5-re emelkedett és javult a mobilitás is 3-ról 4-es értékre. A térfogatigény viszont megtriplázódott, így 7-ről 4-re csökkent.

4.3. Egymástól függő de szabályzott irányítás

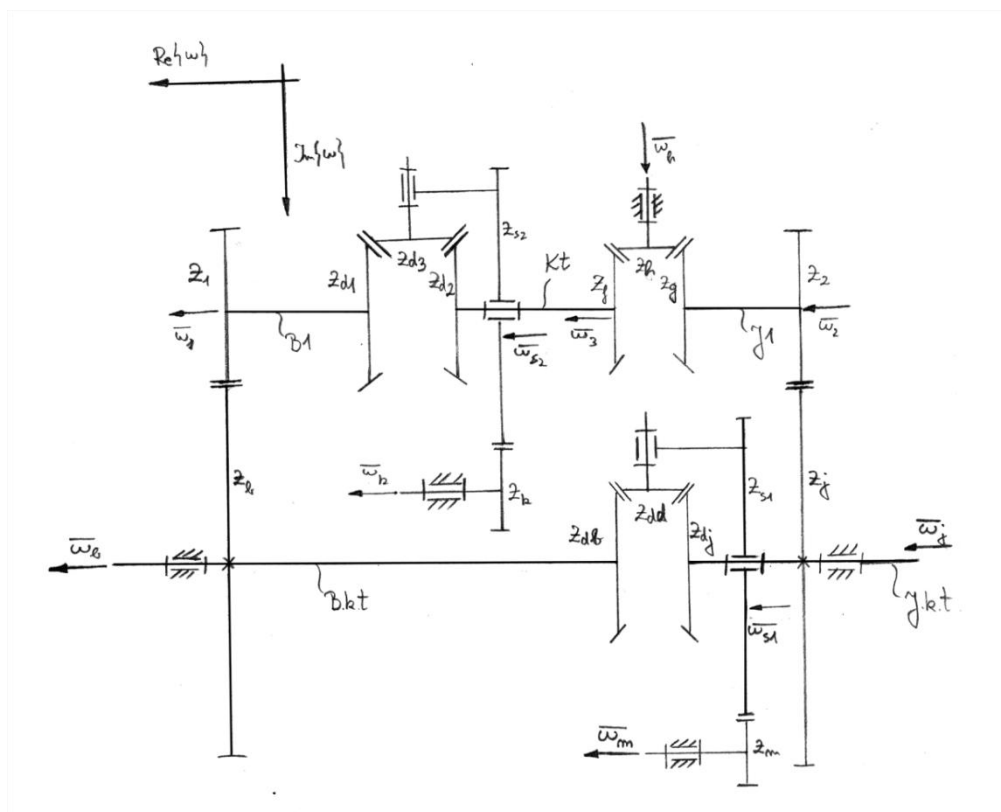
A harmadik csoport két, szabályzott és jól definiált kimeneteket generáló szerkezetet foglal magába. Vitathatatlan előnyük az eddig bemutatott megoldásokkal szemben a sokkal nagyobb pontosságban áll. Hátrányukat a második motor léte képezi a fedélzeten. Az egyik motor csak az egyenes vonalon való elmozdulást biztosítja, ide általában belsőégésű motorokat alkalmaznak; a második motor csak a két láncalp szögsebességének a különbségét biztosítja. Többnyire villamos hajtással biztosítják a második bemenetként szolgáló forgómozgást, mivel az ezt biztosító motor beépítésére, nagyon kis térrész áll rendelkezésre. Belsőégésű motorokat nagyon ritkán alkalmaznak kanyarodásért felelős motorként.

4.3.1 Dupla differenciálmű két motorral

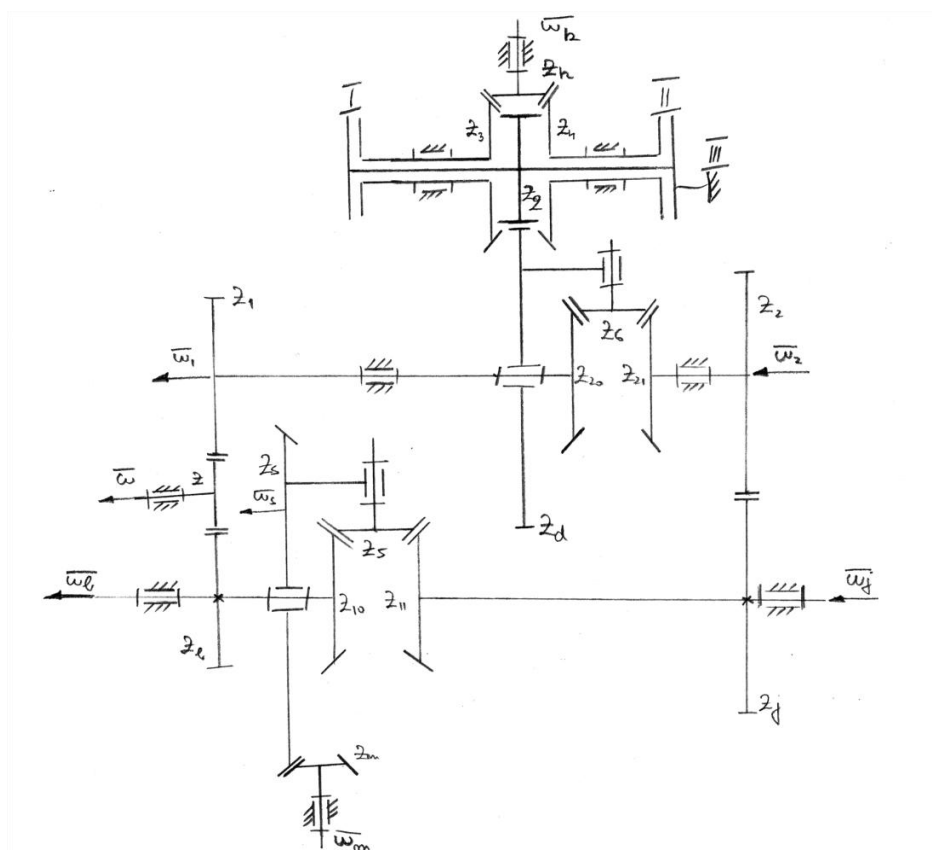
A dupla differenciálműves hajtásoknak két klasszikus megoldását ismerjük: a kétirányú segédmotoros, illetve az egyirányú segédmotoros felépítést. A kétirányú segédmotoros felépítés vázlatát a 7-es, míg az egyirányú segédmotoros változatot a 8-as ábrán szemléltettük.

Az előbbi két rajzon látható differenciálművek működési elve azonos. A második differenciálmű kimenetei a kar elemének forgatásával befolyásolják a fő differenciálmű kimeneteit.

A második ábrán egyirányú mellékmotoros szabályozás látható. Első esetben, a fordulatrány változtatása miatt többnyire elektromos hajtást alkalmaznak, második esetben – ennek szüksége hiányában – már belsőégésű- vagy hidraulikus motort is lehet alkalmazni. Nagyon nagy nyomatékok és teljesítményszükséglet esetén használják az utóbbi mechanizmust.



7. ábra. Dupla differenciálmű kétirányú segédmotorral



8. ábra. Dupla differenciálmű egyirányú segédmotorral

Mivel a két modell azonos, csak a második mechanizmussal foglalkozom a továbbiakban. Feltételezzük, hogy az 8-as ábrán látható szerkezet I állásába van beállítva, így Z_q és a Z_3 -kerekek egy testként fognak forogni.

A mechanizmus elemszámát és szabadságfokát a következőképpen számítjuk:

$$n = 12, P_5 = 12, P_4 = 10 \Rightarrow M_3 = 36 - 24 - 10 = 2.$$

Tehát a mechanizmus jellemzője ez esetben 2 szabadságfok / 2. bemenet (ω_m, ω_k)

Az egyenletek felírását ebben az esetben a fő differenciálmű kinematikájával kezdtem:

$$\frac{\omega_b - \omega_s}{\omega_j - \omega_s} = -1 \quad (31)$$

Továbbá a segéd differenciálműre is felírjuk a mozgásegyenleteket:

$$\begin{cases} \omega_b Z_b = -\omega Z \\ \omega Z = -\omega_1 Z_1 \end{cases} \rightarrow \omega_b Z_b = \omega_1 Z_1 \quad (32)$$

$$\omega_2 Z_2 = -\omega_j Z_j \quad (33)$$

A segéddifferenciálmű áttételére a következő egyenletek érvényesek:

$$\frac{\omega_1 - \omega_d}{\omega_2 - \omega_d} = -1 \quad (34)$$

$$\omega_d Z_d = \omega_q Z_q \quad (35)$$

$$\omega_q Z^* = \pm \omega_k Z_k \omega_k \geq 0 \quad (36)$$

$$\omega_s Z_s = \omega_m Z_m \quad (37)$$

$$\text{Ha } Z_d \text{ nem forog, akkor } \omega_b = \omega_j = \omega_{ki} \rightarrow \omega_1 + \omega_2 = 0 \quad (38)$$

$$\begin{aligned} \omega_b Z_b = \omega_1 Z_1 &\rightarrow \omega_{ki} Z_b = \omega_1 Z_1 \rightarrow \frac{Z_b}{Z_1} = \frac{Z_j}{Z_2} = i \\ \omega_j Z_j = -\omega_2 Z_2 &\rightarrow \omega_{ki} Z_j = -\omega_2 Z_2 \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} \omega_b i &= \omega_1 \\ -\omega_j i &= \omega_2 \end{aligned} \quad (40)$$

Felírtam a két bemenet és a két kimenet közötti összefüggést, mint egy egyenlet-rendszer, majd kiszámoltam a két kimenetet a bemenetek függvényében:

$$\begin{aligned} \omega_b + \omega_j &= 2\omega_s & \omega_b &= \omega_s + \frac{\omega_d}{i} & \omega_b &= \omega_m \frac{Z_m}{Z_s} \pm \omega_k \frac{Z_k Z_s}{Z^* Z_d} \\ \omega_b i - \omega_j i &= 2\omega_d & \omega_j &= \omega_s - \frac{\omega_d}{i} & \omega_j &= \omega_m \frac{Z_m}{Z_s} \mp \omega_k \frac{Z_k Z_s}{Z^* Z_d} \end{aligned} \quad (41)$$

Elvégeztem egy szimbolikus változócserét a könnyebb számolások érdekében:

$$\begin{cases} M = \omega_m \frac{Z_m}{Z_s} \\ K = \omega_k \frac{Z_k Z_s}{Z^* Z_d} \end{cases} \quad (42)$$

Behelyettesítve ismét a minimális sugár képletébe (5)-ből és (42)-ből következik:

$$R_{min} = e \frac{M \pm K + M \mp K}{M \pm K - M \pm K} = \pm e \frac{M}{K} \quad (43)$$

Az osztályzatok az energetikai kategóriában csak 6-ost, a megnövekedett helyígény miatt az utolsó pontban pedig 5-öst kaptak. A többi osztályzat, figyelembe véve a mechanizmus fentebb igazolt tulajdonságait, maximális.

A dupla bolygóműves Maybach-változat mechanizmus szabadságfoka szintén 2 lesz, mivel:

$$n=11, P_5=11, P_4=9 \Rightarrow M_3=33-22-9=2.$$
$$\frac{\omega_b - \omega_p}{\omega - \omega_p} = \left(-\frac{z_{r1}}{z_b}\right) \left(-\frac{z_1}{z_{r2}}\right) \quad (44)$$

$$\omega_p = \left(-\frac{z_h}{z_p}\right) \left(-\frac{z_g}{z_h}\right) \left(-\frac{z_{kb}}{z_q}\right) \omega_k \quad (46)$$

$$\omega_q = \begin{pmatrix} -\frac{z_f}{z_q} \\ \frac{z_q}{z_f} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -\frac{z_{kj}}{z_f} \\ \frac{z_f}{z_q} \end{pmatrix} \omega_k \quad (47)$$

Megoldva a (44)-(47) egyenletekből álló lineáris rendszert a két keresett kimeneti szögsebesség a következő lesz:

$$\omega_b = \frac{z_1 z_{r1} z_m}{z_b z_{r2} z} \omega_m - \left(1 - \frac{z_1 z_{r1}}{z_b z_{r2}}\right) \frac{z_{kb}}{z_p} \omega_k \quad (48)$$

$$\omega_j = \frac{z_2 z_{s2} z_m}{z_j z_{s1} z} \omega_m + \left(1 - \frac{z_2 z_{s2}}{z_j z_{s1}}\right) \frac{z_{kj}}{z_q} \omega_k \quad (49)$$

A könnyebb olcsóbb és pontosabb gyártás megköveteli a szabványosított tengelytávok alkalmazását, ezért egy újabb, ezt kifejező egyenletet vezetünk be:

$$\frac{z_1 z_{r1}}{z_b z_{r2}} = \frac{z_2 z_{s2}}{z_j z_{s1}} = B \quad (50)$$

$$\frac{z_{kb}}{z_p} = \frac{z_{kj}}{z_q} \quad (51)$$

Ismét felírva a két kimenet egyenleteit, kapjuk a következő egyenletrendszert:

$$\omega_b = B \frac{z_m}{z} \omega_m - (1 - B) \frac{z_{kb}}{z_p} \omega_k \quad (52)$$

$$\omega_j = B \frac{z_m}{z} \omega_m + (1 - B) \frac{z_{kb}}{z_p} \omega_k \quad (53)$$

Bevezetem a következő jelöléseket, melyek egyszerűstik a számításokat:

$$M = \frac{z_m}{z} \omega_m \quad (54)$$

$$K = \frac{z_{kb}}{z_p} \omega_k \quad (55)$$

A minimális sugarat a következő képletből lehet számítani:

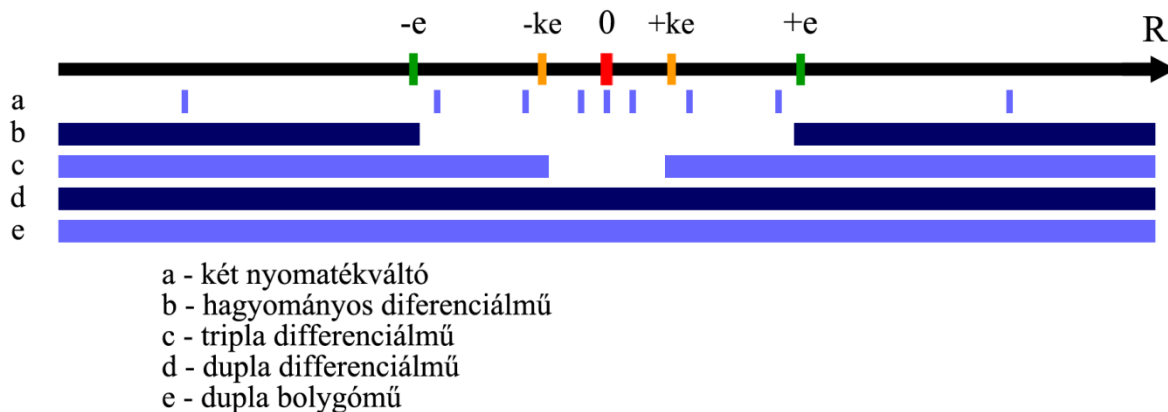
$$R_{min} = e \frac{BM - (1 - B)K + BM + (1 - B)K}{BM - (1 - B)K - BM - (1 - B)K} = -e \frac{BM}{(1 - B)K} \quad (56)$$

Észrevehető, hogy ha $B=1$, akkor bármely M és K értékekre a minimális sugár a végtelenbe tart, vagyis a jármű egyenesvonalú pályán fog mozogni, függetlenül a két bemenet értékétől. Tehát szükséges korlát feltétel, hogy a bolygómu B áttételi aránya az egységtől különbözzön. A mechanizmus rendkívüli előnye a robusztusság, ugyanakkor pontosan szabályozható és energetikailag sem marad le sokkal a többi bemutatott mechanizmustól.

Hasonlóan a dupla differenciálműves irányváltóhoz, a hatékonyság (6) és a térfogatigény (4) kategóriában ez sem ért el maximális pontszámot.

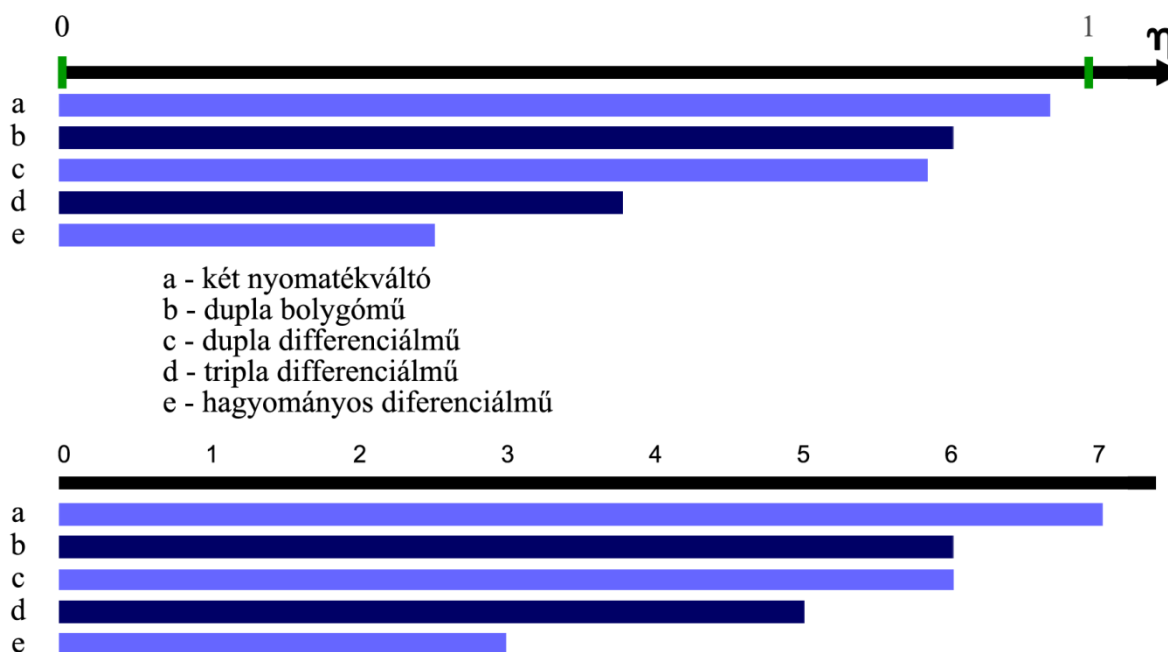
5. Összegzés és következtetések

Minden jármű irányításában vannak könnyen megoldható, illetve nehezebben megoldható problémák. Jelen dolgozat a láncaltapas járművek irányváltó mechanizmusainak vizsgálatával foglalkozott, tárgyalva ezen szerkezetek előnyeit és hátrányait. Egyetlen bemutatott szerkezet sem optimális minden szempontból. A tervezőmérnöknek szükséges tudnia, hogy milyen kritériumok az elsődlegesek és mely paraméterekre optimalizálja a szerkezetet.



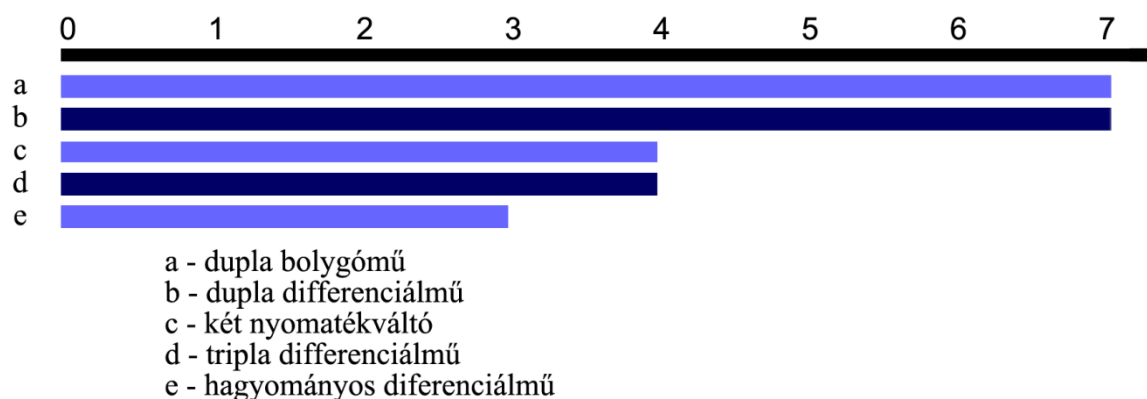
10. ábra. A minimális fordulási sugár és a generálási folytonosság

A bemutatott irányváltó mechanizmusok két legfontosabb paramétere a fordulási sugarak legkisebb értéke és a generálásuk folytonossága. A 10. ábrán grafikusán is ábrázoltam a generálható sugarak értékeit és jól látszik, hogy egyes mechanizmusok esetén egész tartományok hiányoznak. Emiatt a kategória győztese a Dupla differenciálműves és Dupla bolygóműves irányváltók.



11. ábra. Energetikai hatékonyság

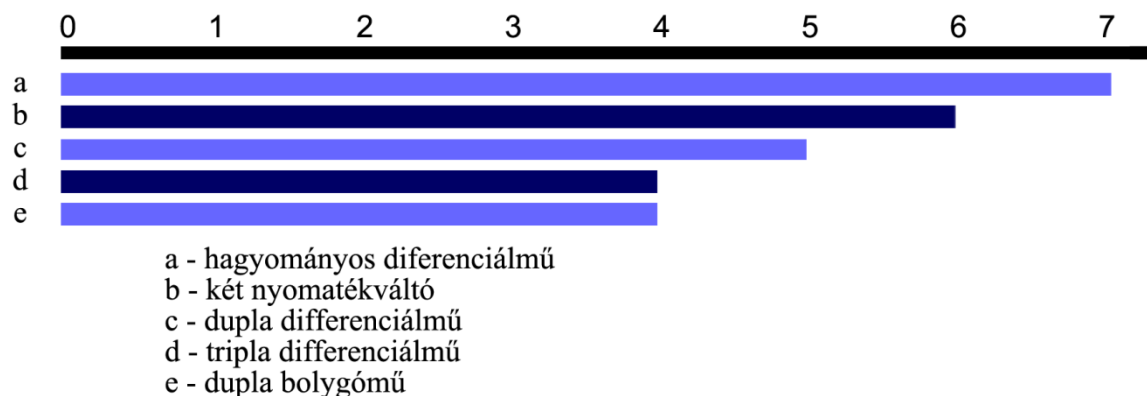
Energetikai szempontból a 11. ábrán látható az összesített rangsor. A győztes a dupla nyomatékú szerkezet, mivel mindig a megfelelő nyomaték és szögsebesség jut a két hajtó tengelyre. A kinematikai lánc ebben az esetben a legrövidebb, így minimális a mechanizmus mozgó alkatrészei által felvett teljesítmény. A második és harmadik helyen a dupla-bolygómű és a dupla-differenciálmű foglal helyet.



12. ábra. Mobilitás

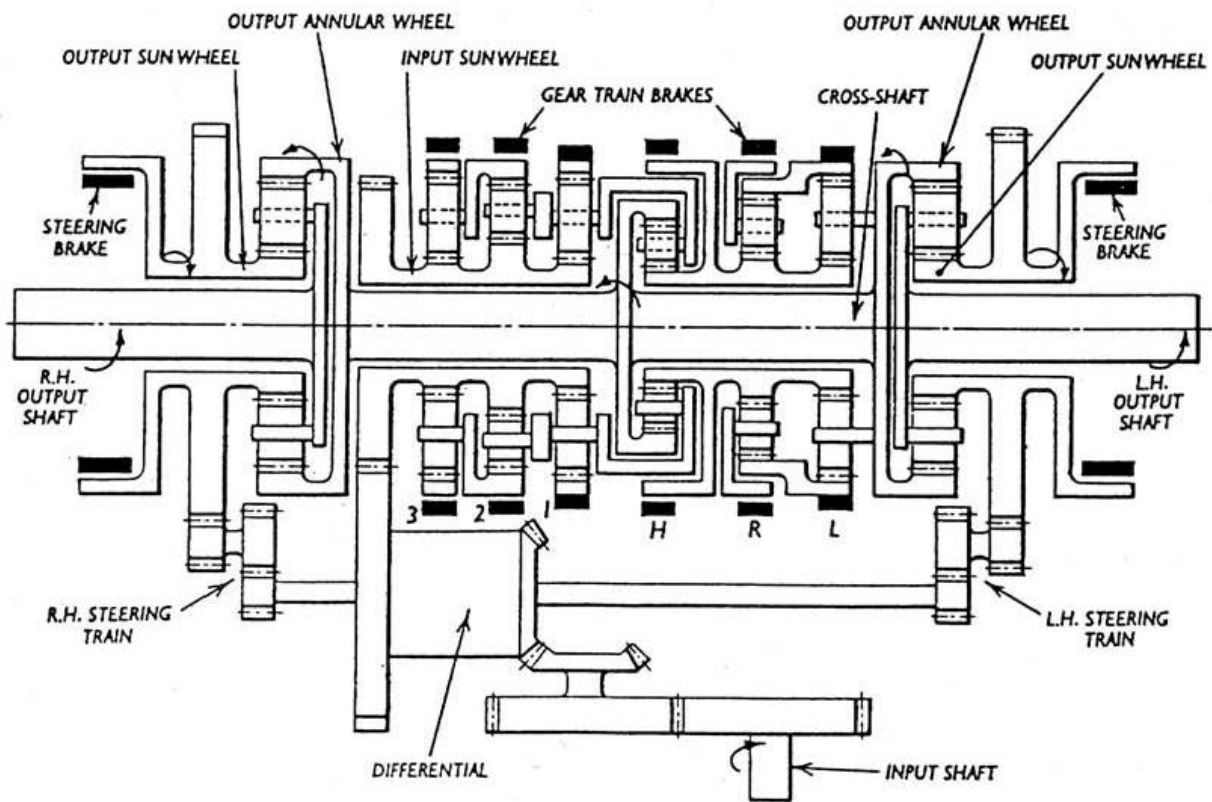
A mobilitás (12. ábra) kategóriát ismét a dupla-bolygómű és dupla-differenciálmű nyerte meg. A fordulási sugár minimalizálásával sokkal kisebb íven kell elmozduljanak a hajtókerekek, így ugyanolyan kerületi sebesség mellett akár kétszer gyorsabban képes teljesen megfordulni a szerkezet.

Végül, de nem utolsó sorban, az anyaghasználat és térfogatigény szerint a következő képpen alakult a rangsor (13. ábra):



13. ábra. Anyaghasználat és térfogatigény

A összes bemutatott mechanizmusra jellemző az egyszerűség és a könnyű megvalósíthatóság. Az egyszerre több kategóriában történő egyidejű optimalizálás növelheti a szerkezet komplexitását. Így jelentek meg a sokkal bonyolultabb és robusztusabb irányváltók, mint például az 1966-tól szolgálatát teljesítő brit Chieftain tank TN12 nevű nyomaték- és irányváltó mechanizmusa (14. ábra [7]).



14. ábra. A Chieftain tank TN12 nyomaték és irányváltójának felépítése

6. Irodalom

- [1] John J. Coy, Dennis P. Townsend, Erwin V. Zaretsky - Gearing, NASA Reference Publication 1152 - 1985;
- [2] Terplán Z.- Fogaskerék-bolygó művek - Műszaki Könyvkiadó, Budapest - 1979;
- [3] Papp I.- Mechanizmusok elmélete - Scientia kiadó, Kolozsvár, 2010;
- [4] *Phillip E. Differentials, the Theory and Practice - Constructor Quarterly, No.1, Sept 1988.*
- [5] Manual of Driving and Maintenance for Mechanical Vehicles (Wheeled) - 1937;
- [6] Máté M.- Műszaki mechanika-kinematika - Erdélyi Múzeum Egyesület, Kolozsvár, 2010;
- [7] *Phillip E. Differentials, the Theory and Practice - Constructor Quarterly, No.3, Sept 1988.*
- [8] Zinner Gy.- Gépjárművek erőátviteli berendezései 2.kiadás - Tankönyvkiadó, Budapest

Tartalomjegyzék:

Összefoglaló.....	3
1. Bevezetés	4
1.1. Bolygóművek.....	4
1.2. Differenciálművek	5
2. Az irányváltó mechanizmus.....	6
3. Lánctalpas szerkezetek irányítása	7
3.1. Rövid történelmi áttekintés.....	7
3.2. Eltérések a négykerekű járművektől	8
4. A javasolt irányváltó mechanizmustípusok ismertetése	8
4.1. Az egymástól független kimenetek	9
4.2. Terheléstől függő irányítás	10
4.2.1. Hagyományos differenciálmű egyoldali aktív közvetlen fékezéssel.....	11
4.2.2. Tripla differenciálmű egyoldali aktív közvetett fékezéssel.....	12
4.3. Egymástól függő de szabályzott irányítás	14
4.3.1. Dupla differenciálmű két motorral	14
4.3.2. Dupla bolygómű két motorral (Maybach).....	17
5. Összegzés és következtetések	19
6. Irodalom.....	22
Tartalomjegyzék	23